



①9 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT

⑫ Off nl gungsschrift  
⑩ DE 199 12 480 A 1

⑤ Int. Cl. 7:  
F 16 H 3/62  
B 60 K 17/08

②① Aktenzeichen: 199 12 480.9  
②② Anmeldetag: 22. 3. 1999  
②③ Offenlegungstag: 28. 9. 2000

19270 U.S. PTO  
10/758742  
011604

DE 199 12 480 A 1

⑦① Anmelder:  
ZF Friedrichshafen AG, 88046 Friedrichshafen, DE

⑦② Erfinder:  
Korkmaz, Bülent, 78073 Bad Dürkheim, DE; Domian,  
Hans-Jörg, 88090 Immenstaad, DE; Kuhn, Walter,  
88045 Friedrichshafen, DE; Drerup, Bernhard,  
88079 Kressbronn, DE; Gumpoltsberger, Gerhard,  
88045 Friedrichshafen, DE

⑤⑥ Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht  
zu ziehende Druckschriften:

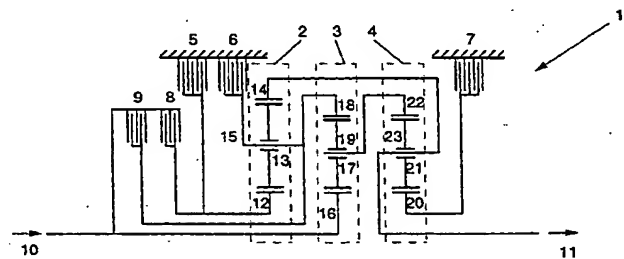
DE 38 25 733 C2  
DE 42 24 361 A1  
US 55 36 220 A  
US 55 33 945 A  
US 52 95 924 A  
US 40 70 927  
WO 96 01 381 A1

JP 10259861 A., In: Patent Abstracts of Japan;

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

⑤④ Automatisch schaltbares Kraftfahrzeuggetriebe

⑤⑦ Die Erfindung betrifft ein automatisch schaltbares Kraftfahrzeuggetriebe (1) mit drei Einsteg-Planetensätzen (2, 3, 4) sowie drei Bremsen (5, 6, 7) und zwei Kupplungen (8, 9) zum Schalten von sechs Vorwärtsgängen und einem Rückwärtsgang mit einer Antriebswelle (10) und einer Abtriebswelle (11). Dabei ist die Antriebswelle (10) mit dem Sonnenrad (16) des zweiten Planetensatzes (3) ständig verbunden und die Abtriebswelle (11) ist über die erste Kupplung (8) mit dem Sonnenrad (12) des ersten Planetensatzes (2) und/oder über die zweite Kupplung (9) mit dem Steg (15) des ersten Planetensatzes (2) verbindbar. Ferner ist das Sonnenrad (12) des ersten Planetensatzes (2) über die erste Bremse (5) und/oder der Steg (15) des ersten Planetensatzes (2) über die zweite Bremse (6) und/oder das Sonnenrad (20) des dritten Planetensatzes (4) über die dritte Bremse (7) mit dem Gehäuse des Getriebes (1) verbindbar.



DE 199 12 480 A 1

## Beschreibung

Die vorliegende Erfindung betrifft ein automatisch schaltbares Kraftfahrzeuggetriebe mit drei Einsteg-Planetensätzen sowie drei Bremsen und zwei Kupplungen zum Schalten von sechs Vorwärtsgängen und einem Rückwärtsgang sowie mit einer Antriebs- und einer Abtriebswelle.

Ein derartiges Planetengetriebe ist beispielsweise aus der US 4,070, 927 bekannt, wobei die Anzahl der zur Verfügung stehenden Vorwärtsgänge jeweils um eins größer ist als die Anzahl der Reibelemente. Jeder Gangwechsel zwischen den Vorwärtsgängen wird dadurch erreicht, daß jeweils eines der Reibelemente zu- bzw. abgeschaltet wird.

Automatisch schaltbare Fahrzeuggetriebe in Planetenbauweise im allgemeinen sind im Stand der Technik bereits vielfach beschrieben und unterliegen einer permanenten Weiterentwicklung und Verbesserung. So sollen diese Getriebe eine ausreichende Anzahl von Vorwärtsgängen sowie einen Rückwärtsgang und eine für Kraftfahrzeuge sehr gut geeignete Übersetzung mit einer hohen Gesamtspreizung sowie günstigen Stufensprüngen aufweisen. Ferner sollen diese eine hohe Anfahrübersetzung in Vorwärtsrichtung ermöglichen und einen direkten Gang enthalten sowie für den Einsatz sowohl in Pkw als auch Nkw geeignet sein. Außerdem sollen diese Getriebe einen geringen Bauaufwand, insbesondere eine geringe Anzahl an Schaltelementen erfordern und bei sequentieller Schaltweise Doppelschaltungen vermeiden, so daß bei Schaltungen in definierten Ganggruppen jeweils nur ein Schaltelement gewechselt wird.

Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es, ein neuartiges und verbessertes Getriebe anzugeben, welches bekannte Nachteile vermeidet, die oben genannten Anforderungen erfüllt und eine beliebige Ausbildung und Anordnung eines Anfahrlements sowie des Antriebs und des Abtriebs ermöglicht.

Erfindungsgemäß wird diese Aufgabe durch ein automatisch schaltbares Kraftfahrzeuggetriebe der eingangs genannten Art mit den Merkmalen des Anspruchs 1 gelöst.

Das automatisch schaltbare Kraftfahrzeuggetriebe mit drei Einsteg-Planetensätzen sowie drei Bremsen und zwei Kupplungen zum Schalten von sechs Vorwärtsgängen und einem Rückwärtsgang ist derart ausgebildet, daß die Abtriebswelle direkt mit dem Sonnenrad des zweiten Planetensatzes verbunden ist und daß die Abtriebswelle über die erste Kupplung mit dem Sonnenrad des ersten Planetensatzes und/oder über die zweite Kupplung mit dem Steg des ersten Planetensatzes verbindbar ist. Zusätzlich oder alternativ ist das Sonnenrad des ersten Planetensatzes über die erste Bremse mit dem Gehäuse des Getriebes und/oder der Steg des ersten Planetensatzes über die zweite Bremse mit dem Gehäuse und/oder das Sonnenrad des dritten Planetensatzes über die dritte Bremse mit dem Gehäuse verbindbar.

Damit ist ein automatisch schaltbares Fahrzeuggetriebe mit sechs Vorwärtsgängen und einem Rückwärtsgang angegeben, welches vorteilhafterweise für Kraftfahrzeuge sehr gut geeignete Übersetzungen mit einer hohen Gesamtspreizung und günstigen Stufensprüngen sowie einer hohen Anfahrübersetzung in Vorwärtsrichtung aufweist. Ferner ist der fünfte Gang ein direkter Gang. Ein derartiges Getriebe ist sowohl für Pkw als auch für Nkw geeignet und zeichnet sich durch einen geringen Bauaufwand, d. h. zwei Kupplungen und drei Bremsen, aus, wobei bei sequentieller Schaltweise Doppelschaltungen vermieden werden und somit bei jeder beliebigen Schaltung innerhalb einer Gruppe von Gängen jeweils nur zwei Schaltelemente gewechselt werden.

Das erfindungsgemäße Getriebe ist vorteilhafterweise in zwei Versionen ausführbar, wobei sich diese durch unterschiedliche Verbindungen der einzelnen Planetensätze mit-

einander unterscheiden. In der ersten Version ist vorgesehen, daß die Abtriebswelle mit dem Steg des dritten Planetensatzes und mit dem Hohlrad des ersten Planetensatzes und daß der Steg des ersten Planetensatzes mit dem Hohlrad des zweiten Planetensatzes und der Steg des zweiten Planetensatzes mit dem Hohlrad des dritten Planetensatzes ständig verbunden ist.

Die Antriebs- und die Abtriebswelle können dabei sowohl koaxial zueinander auf gegenüberliegenden Seiten als auch beide auf derselben Seite des Getriebegehäuses angeordnet sein. Ferner ist auch die Anordnung des Abtriebs zwischen den Planetensätzen und den Kupplungen möglich.

In einer Weiterbildung gemäß zweiter Version ist die Abtriebswelle mit dem Steg des zweiten Planetensatzes und mit dem Hohlrad des ersten Planetensatzes und der Steg des ersten Planetensatzes ist mit dem Hohlrad des dritten Planetensatzes und das Hohlrad des zweiten Planetensatzes mit dem Steg des dritten Planetensatzes ständig in Verbindung. Eine derartige Ausbildung ist besonders für eine koaxiale Anordnung von An- und Abtriebswellen geeignet.

In einer Weiterbildung der Erfindung wird vorgeschlagen, daß die erste Kupplung in dem dritten und fünften Gang sowie in dem Rückwärtsgang betätigt wird und daß die zweite Kupplung im vierten, fünften und sechsten Gang betätigt wird.

Die erste Bremse wird in dem zweiten und sechsten Gang, die zweite Bremse im ersten und in dem Rückwärtsgang und die dritte Bremse in dem ersten, zweiten, dritten sowie vierten Gang betätigt. Damit wird vorteilhafterweise erreicht, daß jeweils nur ein Schaltelement bei jeder beliebigen Schaltung zwischen dem ersten und vierten Gang, zwischen dem dritten und fünften Gang und zwischen dem vierten und sechsten Gang gewechselt wird. Somit werden bei sequentieller Schaltweise Doppelschaltungen vorteilhafterweise vermieden.

Weitere Ziele, Merkmale, Vorteile und Anwendungsmöglichkeiten der Erfindung ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung der Ausführungsbeispiele, die in den Zeichnungen näher dargestellt sind. Dabei bilden alle beschriebenen und/oder bildlich dargestellten Merkmale für sich oder in beliebiger sinnvoller Kombination den Gegenstand der Erfindung, unabhängig von ihrer Zusammenfassung in den Ansprüchen und deren Rückbeziehung.

Es zeigen:

Fig. 1 ein Getriebe mit koaxialem An- und Abtrieb nach einer ersten Version in schematischer Darstellung;

Fig. 2 ein Getriebe mit koaxialem An- und Abtrieb nach einer zweiten Version in schematischer Darstellung;

Fig. 3 ein Getriebe nach erster Version mit Antrieb auf der Abtriebsseite in schematischer Darstellung;

Fig. 4 ein Getriebe nach erster Version mit Abtrieb zwischen den Planetensätzen und den Kupplungen in schematischer Darstellung;

Fig. 5 ein Getriebe nach erster Version mit Drehmomentwandler für eine Standard-Getriebeanordnung in schematischer Darstellung;

Fig. 6 ein Getriebe nach erster Version, jedoch in spiegelbildlicher Anordnung mit integrierter Anfahrbremse für eine Front-Quer-Anordnung im Pkw in schematischer Darstellung;

Fig. 7 bis 9 beispielhafte Übersetzungsreihen für ein Getriebe nach Fig. 1 und

Fig. 10 und 11 beispielhafte Übersetzungsreihen für ein Getriebe nach Fig. 2 sowie

Fig. 12 ein Schaltschema für ein erfindungsgemäßes Getriebe.

Ein erfindungsgemäßes Getriebe 1 (Fig. 1) besteht im wesentlichen aus den Einsteg-Planetensätzen 2, 3, 4 sowie den

Bremsen 5, 6, 7 und den beiden Kupplungen 8 und 9. Die Planetensätze bestehen jeweils aus einem Sonnenrad, einem Steg mit Planetenrädern sowie einem Hohlrad, welche im wesentlichen in zwei unterschiedlichen Versionen ausgebildet sein können. In einer ersten Version sind die Planetensätze wie folgt miteinander verbunden: Die Antriebswelle 10 ist ständig verbunden mit dem Sonnenrad 16 des zweiten Planetensatzes. Die Antriebswelle 10 ist ferner über die erste Kupplung 8 mit dem Sonnenrad 12 des ersten Planetensatzes 2 sowie über die zweite Kupplung 9 mit dem Steg des ersten Planetensatzes 2 sowie dem Hohlrad 18 des Planetensatzes 3 verbindbar. Die Antriebswelle 10 ist coaxial zur Abtriebswelle 11 angeordnet.

Das Hohlrad 14 des ersten Planetensatzes 2 ist mit dem Steg 23 des dritten Planetensatzes 4 und dieser wiederum mit der Abtriebswelle 11 ständig in Verbindung. Das Sonnenrad 12 des ersten Planetensatzes ist über die erste Bremse 5, der Steg 15 des ersten Planetensatzes 2 sowie das Hohlrad 18 des zweiten Planetensatzes 3 ist über die zweite Bremse 6 und das Sonnenrad 20 des dritten Planetensatzes 4 ist über die dritte Bremse 7 am Gehäuse festbremsbar.

Gleiche Bauteile in unterschiedlichen Figuren oder Bauteile mit den gleichen Funktionen sind in den Figuren mit den selben Bezugszeichen versehen.

In einer weiteren Ausbildung gemäß zweiter Version des erfindungsgemäßen Getriebes (Fig. 2) mit ebenfalls coaxialem An- und Abtrieb 10, 11 sind die Planetensätze 2, 3, 4, die Bremsen 5, 6, 7 sowie die Kupplungen 8 und 9 im wesentlichen gleich angeordnet, wie bereits in der Fig. 1 gezeigt. Diese zweite Version unterscheidet sich jedoch von der ersten Version in der Verbindung der einzelnen Bauteile der Planetensätze miteinander.

So sind die Sonnenräder 12 und 16 des ersten und zweiten Planetensatzes ebenfalls mit der Antriebswelle 10 verbindbar bzw. in ständiger Antriebsverbindung. Die Abtriebswelle 11 dagegen ist mit dem Steg 19 des zweiten Planetensatzes 3 und dieser wiederum mit dem Hohlrad 14 des ersten Planetensatzes 2 in ständiger Verbindung. Der Steg 15 des ersten Planetensatzes ist ferner mit dem Hohlrad 22 des dritten Planetensatzes 4 und das Hohlrad 18 des zweiten Planetensatzes 3 mit dem Steg 23 des dritten Planetensatzes 4 in ständiger Verbindung. Der Steg 15 sowie das Hohlrad 22 sind somit durch die Bremse 6 und das Sonnenrad 20 über die Bremse 7 an dem Gehäuse feststellbar.

Die Getriebeausbildung gemäß Darstellung in Fig. 3 entspricht im wesentlichen der ersten Version in Fig. 1, wobei jedoch alternativ der Antrieb 10 und der Abtrieb 11 auf derselben Seite des Getriebes vorgesehen sind.

Eine weitere alternative Getriebeanordnung ist in Fig. 4 gezeigt, wobei der Antrieb über die Antriebswelle 10 auf das Sonnenrad 16 und über die Kupplungen 8 und 9 auf das Sonnenrad 12 sowie den Steg 15 bzw. das Hohlrad 18 erfolgt. Der Abtrieb 11 ist im Getriebe zwischen den Planetensätzen 2, 3, 4 sowie den Kupplungen 8 und 9 angeordnet.

Eine Weiterbildung der Getriebeanordnung gemäß erster Version (Fig. 5) sieht vor, daß der Antrieb über einen Drehmomentwandler 24 erfolgt und das Turbinenrad des Wandlers 24 direkt mit dem Sonnenrad 16 des zweiten Planetensatzes 3 bzw. über die Kupplungen 8 und 9 mit dem ersten bzw. zweiten Planetensatz 2, 3 verbindbar ist.

Eine weitere alternative Ausbildungsform des erfindungsgemäßen Getriebes mit einer integrierten Anfahrbremse für eine Front-Quer-Anordnung in einem Pkw ist in Fig. 6 dargestellt. Das Getriebe entspricht dabei einer spiegelbildlichen Ausbildung der ersten Version des Getriebes gemäß Fig. 1, wobei jedoch die Antriebs- und Abtriebswellen 10 und 11 auf derselben Seite angeordnet sind. Zusätzlich befindet sich zwischen einem Verbrennungsmotor 25 und der

Antriebswelle 10 ein Torsionsschwingungsdämpfer 26. Die Abtriebswelle 11 ist über eine weitere Übersetzungsstufe und ein Differential 27 mit den Antriebsrädern 28 und 29 verbunden.

Den beispielhaften Übersetzungsreihen (Fig. 7 bis 9) für das erfindungsgemäße Getriebe gemäß Fig. 1 ist zu entnehmen, daß die Übersetzung  $i$  im ersten Gang zwischen 4,84 und 5,70 und der Gesamtstufensprung  $\phi_{ges}$  zwischen 6,32 und 7,34 liegt. Die Übersetzung  $i$  im fünften Gang ist jeweils 1,00.

Die beiden beispielhaften Übersetzungsreihen (Fig. 10 und 11) für ein Getriebe gemäß Fig. 2 weisen eine Übersetzung  $i$  im ersten Gang von 3,83 bzw. 3,87 bei einem Gesamtstufensprung  $\phi_{ges}$  von 4,88 bis 5,06 auf. Die Übersetzung  $i$  im fünften Gang beträgt ebenfalls 1,00. Der fünfte Gang ist bei allen Übersetzungsreihen vorteilhafterweise als direkter Gang ausgebildet.

Dem Schaltschema gemäß der Darstellung in Fig. 12 ist zu entnehmen, daß bei sequentieller Schaltweise Doppelschaltungen vermieden werden, da zwei benachbarte Gangstufen jeweils ein Schaltelement gemeinsam benutzen. Dem Schaltschema ist ferner zu entnehmen, daß bei jeder beliebigen Schaltung zwischen dem ersten und vierten Gang sowie zwischen dem vierten und sechsten Gang jeweils nur ein Schaltelement betätigt wird. Die Schaltposition gebremstes Neutral ist durch Betätigung der Bremsen B1 und B2 möglich, wodurch ein Blockieren des Abtriebs und eine gleichzeitig definierte Drehzahl im Getriebe, evtl. für eine Hillholder-Funktion, erreicht werden.

Zusätzlich können Freiläufe an jeder Stelle des Getriebes eingesetzt werden, so z. B. zwischen der Welle und dem Gehäuse bzw. zwischen zwei Wellen, um eine Welle in zwei zu trennen. Eine Neutralstellung kann durch Schließen eines Schaltelements und Öffnen eines anderen Schaltelements verwirklicht werden, z. B. durch Schließen der ersten Bremse 5 und Öffnen der zweiten Bremse 6 für eine Neutralstellung Vorwärts.

Ferner kann die Antriebswelle 10 durch ein Kupplungselement vom Motor getrennt werden, wobei das Kupplungselement beispielsweise als trockene oder nasse Anfahrkupplung, als Magnetpulverkupplung, als Fliehkraftkupplung, als hydrodynamische Kupplung oder ähnliche ausgebildet sein kann.

Weiterhin kann die Antriebswelle 10 auch durch ein Wandlungselement vom Motor getrennt werden, wobei dieses als hydrodynamischer Wandler, als Differentialwandler, als Anfahrretarder, als hydrostatisches Getriebe, als elektrisches Getriebe oder als elektro-mechanisches Getriebe oder ähnliches ausgebildet sein kann. Dies bedeutet, daß zwischen Motor und Getriebe eine zusätzliche Übersetzungsstufe mit einer konstanten oder auch einer variablen Übersetzung größer oder gleich eins vorgesehen werden kann.

Alternativ kann ein Anfahrrelement auch hinter dem Getriebe angeordnet sein, so daß die Antriebswelle 10 fest mit der Koppelwelle eines Motors verbunden ist. In einem solchen Fall erfolgt das Anfahren durch ein Schaltelement des Getriebes, z. B. mittels der zweiten Bremse 6.

Ferner kann eine verschleißfreie Bremse, beispielsweise ein hydraulischer oder elektrischer Retarder oder ähnliches, auf jeder Welle, bevorzugt jedoch auf der Antriebswelle 10 oder der Abtriebswelle 11, angeordnet sein.

Weiter kann ein Nebenabtrieb zum Antrieb von zusätzlichen Aggregaten auf jeder Welle, bevorzugt aber auf der Antriebswelle 10 oder der Abtriebswelle 11, vorgesehen sein.

Die Schaltelemente selbst bestehen vorzugsweise aus lastschaltenden Kupplungen oder Bremsen, wie Lamellenkupplungen, Bandbremsen, Konuskupplungen oder ähnli-

che.

Die Schaltelemente können jedoch auch aus formschlüssigen Kupplungen oder Bremsen bestehen, beispielsweise Klauenkupplungen oder Synchronisierungen.

sten Gang und in dem Rückwärtsgang betätigt wird.

10. Automatisch schaltbares Kraftfahrzeuggetriebe nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die dritte Bremse (7) in dem ersten, zweiten, dritten und vierten Gang betätigt wird.

#### Patentansprüche

Hierzu 3 Seite(n) Zeichnungen

1. Automatisch schaltbares Kraftfahrzeuggetriebe mit drei Einstieg-Planetensätzen sowie drei Bremsen und zwei Kupplungen zum Schalten von sechs Vorwärtsgängen und einem Rückwärtsgang, mit einer Antriebswelle und einer Abtriebswelle, **dadurch gekennzeichnet**

- daß die Antriebswelle (10) direkt mit dem Sonnenrad (16) des zweiten Planetensatzes (3) verbunden ist und
- daß die Antriebswelle (10) über die erste Kupplung (8) mit dem Sonnenrad (12) des ersten Planetensatzes (2) und/oder über die zweite Kupplung (9) mit dem Steg (15) des ersten Planetensatzes (2) und/oder
- das Sonnenrad (12) des ersten Planetensatzes (2) über die erste Bremse (5) mit dem Gehäuse des Getriebes (1) und/oder
- der Steg (15) des ersten Planetensatzes (2) über die zweite Bremse (6) mit dem Gehäuse und/oder
- das Sonnenrad (20) des dritten Planetensatzes (4) über die dritte Bremse (7) mit dem Gehäuse verbindbar ist.

2. Automatisch schaltbares Kraftfahrzeuggetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Abtriebswelle (11) mit dem Steg (23) des dritten Planetensatzes (4) und mit dem Hohlrad (14) des ersten Planetensatzes (2) ständig verbunden ist.

3. Automatisch schaltbares Kraftfahrzeuggetriebe nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Steg (15) des ersten Planetensatzes (2) mit dem Hohlrad (18) des zweiten Planetensatzes (3) und der Steg (19) des zweiten Planetensatzes (3) mit dem Hohlrad (22) des dritten Planetensatzes (4) ständig verbunden ist.

4. Automatisch schaltbares Kraftfahrzeuggetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Abtriebswelle (11) mit dem Steg (19) des zweiten Planetensatzes (3) und mit dem Hohlrad (14) des ersten Planetensatzes (2) ständig verbunden ist.

5. Automatisch schaltbares Kraftfahrzeuggetriebe nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß der Steg (15) des ersten Planetensatzes (2) mit dem Hohlrad (22) des dritten Planetensatzes (4) und das Hohlrad (18) des zweiten Planetensatzes (3) mit dem Steg (23) des dritten Planetensatzes (4) ständig verbunden ist.

6. Automatisch schaltbares Kraftfahrzeuggetriebe nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die erste Kupplung (8) in dem dritten und fünften Gang sowie in dem Rückwärtsgang betätigt wird.

7. Automatisch schaltbares Kraftfahrzeuggetriebe nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die zweite Kupplung (9) in dem vierten, fünften und sechsten Gang betätigt wird.

8. Automatisch schaltbares Kraftfahrzeuggetriebe nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die erste Bremse (5) in dem zweiten und sechsten Gang betätigt wird.

9. Automatisch schaltbares Kraftfahrzeuggetriebe nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die zweite Bremse (6) in dem er-

- Leerseite -

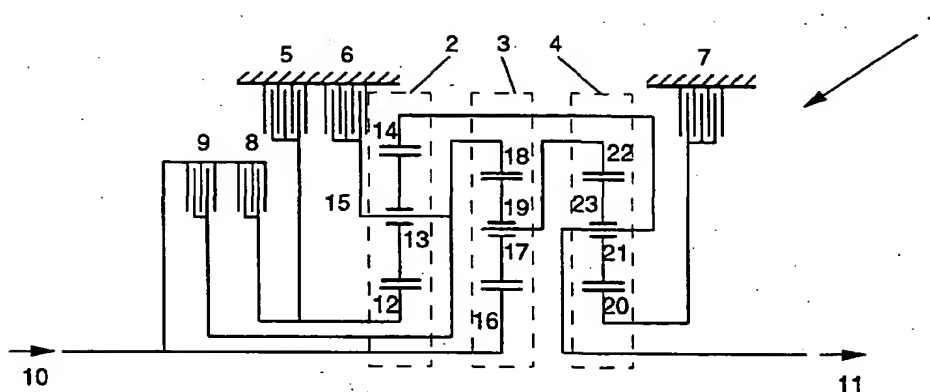


Fig. 1

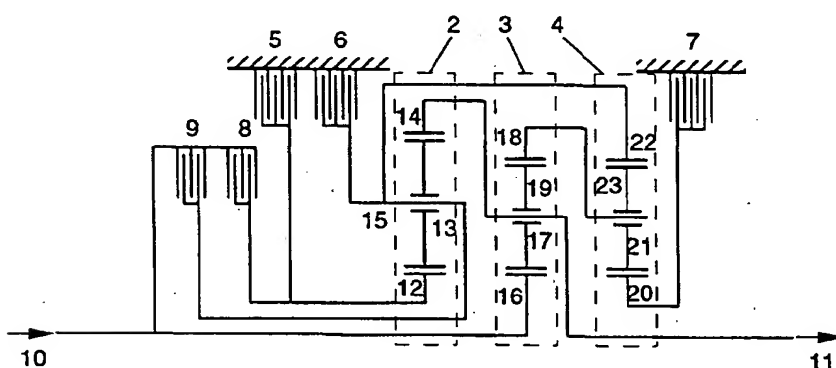


Fig. 2

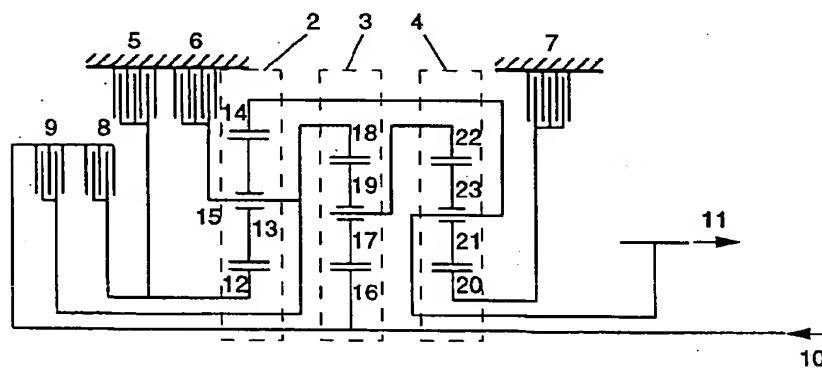


Fig. 3

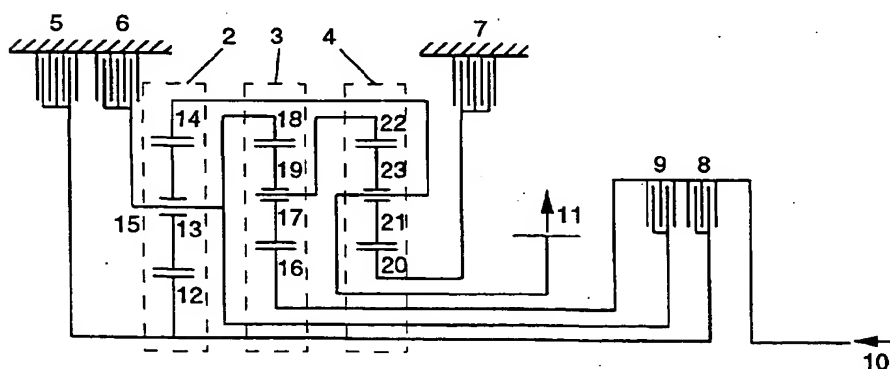


Fig. 4

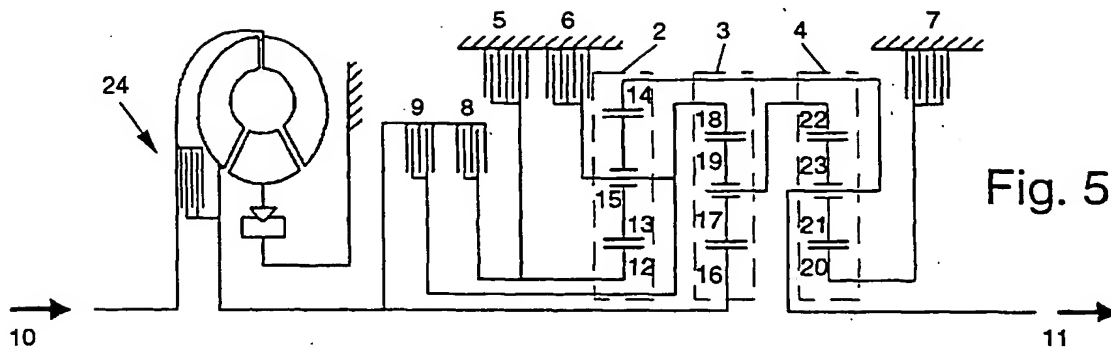


Fig. 5

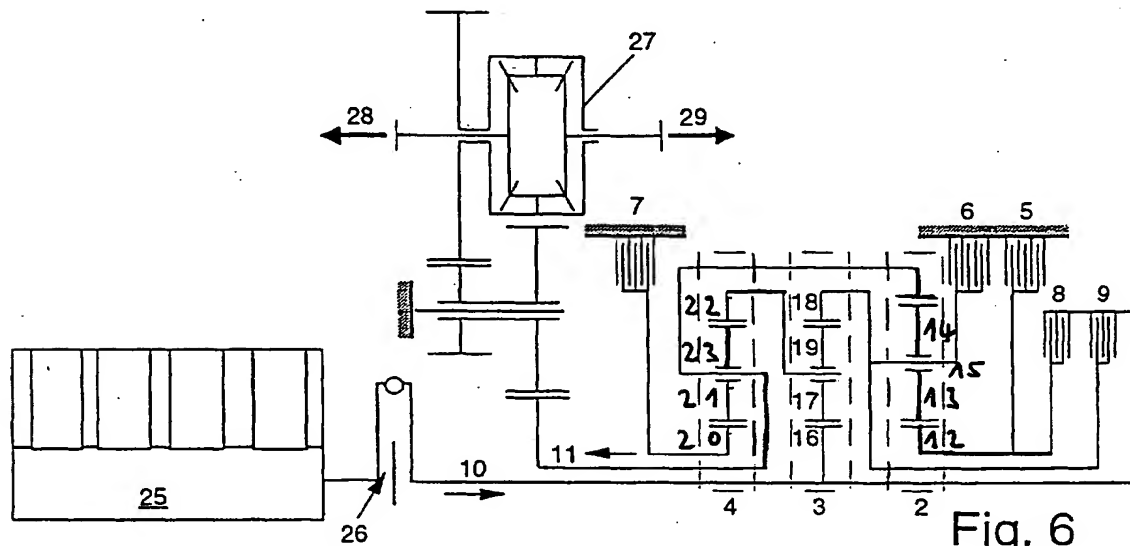


Fig. 6

	1. Gang	2. Gang	3. Gang	4. Gang	5. Gang	6. Gang	R Gang	$\varphi_{ges}$
i	5,70	3,33	1,98	1,41	1,0	0,78	-3,47	7,34
$\varphi$	1,71	1,68	1,41	1,41	1,29			
$i_{01} = -3,47$		$i_{02} = -3,05$		$i_{01} = -2,46$				

Fig. 7

	1. Gang	2. Gang	3. Gang	4. Gang	5. Gang	6. Gang	R Gang	$\varphi_{ges}$
i	5,49	3,26	2,08	1,44	1,0	0,80	-3,91	6,89
$\varphi$	1,68	1,57	1,44	1,44	1,25			
$i_{01} = -3,91$		$i_{02} = -2,80$		$i_{01} = -2,25$				

Fig. 8

	1. Gang	2. Gang	3. Gang	4. Gang	5. Gang	6. Gang	R Gang	$\varphi_{ges}$
i	4,84	2,98	1,90	1,41	1,0	0,77	-3,28	6,32
$\varphi$	1,62	1,57	1,35	1,41	1,30			
$i_{01} = -3,28$		$i_{02} = -2,43$		$i_{01} = -2,43$				

Fig. 9

	1. Gang	2. Gang	3. Gang	4. Gang	5. Gang	6. Gang	R Gang	$\varphi_{ges}$
i	3,87	2,48	1,74	1,38	1,0	0,76	-3,26	5,06
$\varphi$	1,56	1,43	1,27	1,38	1,31			
$i_{01} = -3,26 \quad i_{02} = -2,87 \quad i_{01} = -1,71$								

Fig. 10

	1. Gang	2. Gang	3. Gang	4. Gang	5. Gang	6. Gang	R Gang	$\varphi_{ges}$
i	3,83	2,30	1,62	1,30	1,0	0,79	-3,67	4,88
$\varphi$	1,67	1,42	1,25	1,30	1,27			
$i_{01} = -3,67 \quad i_{02} = -2,83 \quad i_{01} = -2,22$								

Fig. 11

Gang	K1	K2	B1	B2	B3
1				×	×
2			×		×
3	×				×
4		×			×
5	×	×			
6		×	×		
R	×			×	
gebremstes Neutral			×	×	

Fig. 12



(19)



JAPANESE PATENT OFFICE

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11) Publication number: **2000291747 A**

(43) Date of publication of application: **20.10.00**

(51) Int. Cl.

**F16H 3/66**  
**F16H 3/62**

(21) Application number: **11096438**

(22) Date of filing: **02.04.99**

(71) Applicant: **AISIN SEIKI CO LTD**

(72) Inventor: **TAKAGI KIYOHARU**  
**ONIMARU YOSHIYUKI**

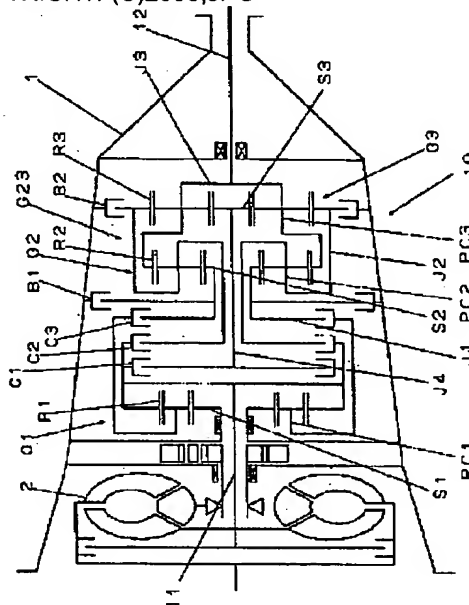
(54) **TRANSMISSION GEAR**

COPYRIGHT: (C)2000,JPO

(57) Abstract:

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To provide a transmission gear capable of optimally determining a gear ratio for reverse and high speed stage of fifth or sixth stage by comprising a first friction brake element and a second friction brake element selectively fixing a first shaft element and a second shaft element of a planetary gear unit.

**SOLUTION:** A transmission gear comprises a first friction brake element B1 for selectively fixing a first shaft element J1, and a second friction brake element B2 for selectively fixing a second shaft element J2. Further it comprises a third clutch element C3. Whereby the high speed no-load rotation of a pinion gear of a first planetary gear G1 in a sixth stage and the reverse can be prevented. The gear noise in the sixth stage and the reduction can be reduced, and the durability of the first planetary gear G1 can be improved.



**THIS PAGE BLANK (USPTO)**